João Henrique de Oliveira Lima

**Análise de integridade estrutural do vaso de pressão
VP-CTVP-E-01**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: José Luiz de França Freire
Coorientador: José Eduardo Maneschy

Rio de Janeiro
6 de Julho de 2017

AGRADECIMENTOS

A toda minha família pelo o amor e apoio incondicional e implacável ao longo de toda minha vida.

Aos meus pais, Jorge Barreto Lima (*in memoriam*) e Lilaine Carneiro de Oliveira, pois se realizei este sonho, foi por terem abdicado de muito em prol de meus objetivos.

À Nelma Carneiro, minha avó, por nunca ter medido esforços para me auxiliar.

À Leticia Barcellos, minha namorada, por me fazer feliz mesmo em face à adversidade e por ter sempre feito até o mais desgastante dos meus dias ser especial. Seu apoio, carinho, preocupação e compreensão foram fundamentais para a conclusão deste trabalho.

Aos meus amigos e colegas de classe por toda ajuda e pelos inesquecíveis momentos compartilhados.

Aos meus orientadores, Prof. José Eduardo Maneschy e Prof. José de Luiz de França Freire, por toda disponibilidade, empenho e assistência ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

À PUC-Rio, seu corpo docente e demais funcionários pela dedicação, preocupação e por proporcionarem um ambiente de aprendizado enriquecedor e de excelência.

A todos que, de alguma forma, contribuíram para a minha formação pessoal e profissional.

RESUMO

Análise de Integridade Estrutural do Vaso de Pressão VP-CTVP-E-01

Vasos de pressão são dispositivos de fundamental importância na engenharia utilizados para armazenar fluidos em condições desejadas e projetados para resistir a carregamentos internos, externos e gradientes de temperatura. O presente trabalho se destina a analisar o projeto do vaso de pressão VP-CTVP-E-01 à luz das divisões 1 e 2 da seção VIII e do apêndice A da seção XI da ASME. Mais especificamente, serão estimadas a vida útil do referido vaso à fadiga e, subsequentemente, postulando-se a existência de uma trinca desde o início de sua operação.

Palavras chaves: Análise de Tensões. Integridade Estrutural. Vaso de Pressão. VP-CTVP-E-01. ASME. Fadiga. Propagação de trinca. Mecânica da Fratura. Trinca. Fator de Intensidade de Tensões.

ABSTRACT

Structural integrity analysis of the pressure vessel VP-CTVP-E-01

Pressure vessels are critical engineering devices used to store fluids under desired conditions and designed to withstand internal, external and temperature gradients. The present work is aimed at analyzing the design of the pressure vessel VP-CTVP-E-01 in light of divisions 1 and 2 of section VIII and appendix A of section XI of ASME standards. More specifically, the useful life of the vessel will be estimated to fatigue and, subsequently, postulated the existence of a crack from the beginning of its operation.

Keywords: Stress Analysis. Structural Integrity. Pressure Vessel. VP-CTVP-E-01. AS ME. Fatigue. Crack propagation. Fracture Mechanics. Crack. Stress intensity factor.

Conteúdo

1	Introdução	7
2	Características e Condições de Operação do Vaso de Pressão VP-CTVP-E-01	8
3	Análise de integridade estrutural	12
3.1	Pressão máxima admissível de trabalho segundo a divisão 1 da Seção VIII da ASME	12
3.2	Pressão de teste hidrostático	13
3.3	Pressão Máxima Admissível de Trabalho segundo a Divisão 2 da Seção VIII	14
4	Análise de Fadiga	17
4.1	Metodologia SN	17
4.2	Determinação da vida	19
4.3	Acúmulo de dano	21
4.4	Análise das juntas soldadas	22
4.5	Análise e fadiga segundo a metodologia da ASME	24
5	Análise de mecânica da fratura	31
6	Conclusão	36
	Referências Bibliográficas	39
	ANEXO A - Tabela Taxa de Propagação - ASME XI 2015	39

Lista de Figuras

2.1	Vistas lateral e frontal do vaso VP-CTVP-E-01	10
2.2	Numeração das juntas soldadas - adaptado de [10]	10
4.1	Pontos críticos do vaso VP-CTVP-E-01 - adaptada de [10]	23
4.2	Histórico de cargas atuando no componente	25
5.1	Três modos de carregamentos possíveis para o fator K - adaptado de [12] .	31
5.2	Trinca semi-elíptica circunferencial postulada - adaptado de [4]	32
5.3	Profundidade da trinca x Número de ciclos	34
A.1	Taxa de propagação para aços baixo carbono segundo a ASME XI	39

Lista de Tabelas

2.1	Propriedades mecânicas do aço SA-516 à temperatura ambiente segundo a ASME	8
2.2	Propriedades mecânicas do aço SA-516 à temperatura de 190 °C segundo a ASME	9
2.3	Especificações dos bocais	10
2.4	Eficiências das juntas soldadas	11
3.1	Pressões máximas admissíveis de trabalho segundo a divisão 1	13
3.2	Pressões máximas admissíveis de trabalho segundo a divisão 2	16
4.1	Tensões principais e de Tresca para a o casco cilíndrico	19
4.2	Tensões principais e de Tresca para costado troncônico	20
4.3	Tensões principais e de Tresca para a o tampo	20
4.4	Vidas previstas para cada seção segundo o método SN	22
4.5	Tensões circunferenciais dos pontos críticos - adaptada de [10]	23
4.6	Constantes das curvas de Wöhler normalizadas pelo IIW - adaptada de [12]	24
4.7	Vidas para cada um dos pontos estudados	24
4.8	Gamas de tensão, deformação, tensão estrutural equivalente, vida e dano segundo a a divisão 2 para a pressão de operação	28
4.9	Gamas de tensão, deformação, tensão estrutural equivalente, vida e dano segundo a a divisão 2 para a pressão de teste hidrostático	29
4.10	Vidas SN x Vidas ASME	29
5.1	Coefficientes para defeitos de superfície circulares semi-elípticos com $\frac{R_i}{t} = 60$ - adaptado de [4]	33

1 Introdução

Vasos de pressão são dispositivos de fundamental importância na engenharia utilizados para armazenar fluidos em condições desejadas sob um diferencial de pressão e são projetados para resistir a tensões elevadas oriundas das variações de pressão manométrica, gradientes de temperatura e de restrições de deformação, etc.

A fim de se garantir a integridade dos componentes e uma operação segura em todas as situações, normas foram estabelecidas e, através delas, projetos, operações e manutenções são realizadas.

O vaso estudado é parte de uma iniciativa do Comitê de Tubulações e Vasos de Pressão (CTVP) da Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas (ABCM), que visa fomentar a pesquisa e a educação a respeito desse setor no âmbito nacional. Ele é composto por um casco cilíndrico dotado de um tampo elipsoidal, um costado troncônico e um bocal, em que todos esses elementos são soldados e o corpo resultante é apoiado em dois suportes do tipo sela. Para os fins deste estudo, será considerado que todos os elementos acima mencionados são feitos do aço SA A516 Gr. 60 e que as soldas que os une também são feitas deste mesmo material.

É importante destacar que o presente trabalho é a continuação de uma linha de pesquisa desenvolvida desde 2012, de forma que os dados e conclusões dos autores precedentes serão mencionados quando necessário, sempre trazendo devidamente a respectiva identificação.

Em virtude da variação de pressão intrínseca à operação de vasos de pressão, cargas cíclicas passam a atuar na estrutura ao longo de toda sua vida útil, tornando-a susceptível à falha por fadiga, seja por iniciação ou propagação de trincas que superam limites aceitáveis. Consequentemente, é de vital importância a análise de fadiga na fase de projeto desses componentes. Adicionalmente, na fase de operação, a possibilidade da existência de fissuras deve ser verificada por meio de inspeção usando técnicas não destrutivas.

Tendo em vista o anteriormente exposto, será realizada uma comparação entre as análises de tensão e de fadiga feitas de acordo com a literatura e segundo a ASME. Subsequentemente, uma análise de propagação de trinca será feita também de acordo com a ASME a fim de verificar a capacidade do vaso de resistir à propagação de defeitos.

2 Características e Condições de Operação do Vaso de Pressão VP-CTVP-E-01

Para que seja possível realizar a análise do vaso, é necessário que se conheça as condições de operação. Dessa forma, para os fins deste estudo, será considerado que o fluido de armazenamento é água variando da temperatura ambiente até 190 °C. Com isso, a fim de que a água esteja sempre em estado líquido, a pressão interna deve ser sempre maior que a pressão de saturação na referida temperatura. Assim, considerando que de acordo com a referência [11] a pressão de saturação da água a 190 °C é 1,255 MPA, a pressão de operação deve ser maior que este valor e inferior ao menor valor admissível para o vaso. Portanto, é necessário analisar as propriedades do material utilizado para a fabricação do vaso e a resistência das seções e que o compõe com a finalidade de determinar o maior valor de pressão atingido durante a operação.

Dessa forma, sabendo que as propriedades do material variam com sua temperatura em virtude da influência desta grandeza nas ligações atômicas, tem-se os dados conforme as tabelas 2.1 e 2.2.

Propriedades à temperatura ambiente	
Tensão mínima de escoamento	220 MPa
Tensão mínima de ruptura	415 MPa
Tensão admissível (Divisão 1)	118 MPa
Tensão admissível (Divisão 2)	147 MPa
Coefficiente de Expansão Térmica	$11,5 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{mm^{\circ}C}$
Coefficiente de Poisson	0,30
Módulo de Elasticidade	200 GPa
Densidade	7750 kg/m ³

Tabela 2.1: Propriedades mecânicas do aço SA-516 à temperatura ambiente segundo a ASME

Propriedades à temperatura de 190 °C	
Tensão mínima de escoamento	189 MPa
Tensão mínima de ruptura	414 MPa
Tensão admissível (Divisão 1)	118 MPa
Tensão admissível (Divisão 2)	126 MPa
Coeficiente de Expansão Térmica	$13,8 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{mm^{\circ}C}$
Coeficiente de Poisson	0,30
Módulo de Elasticidade	192 GPa
Densidade	7750 kg/m ³

Tabela 2.2: Propriedades mecânicas do aço SA-516 à temperatura de 190 °C segundo a ASME

Como pode ser observado a partir das tabelas 2.1 e 2.2, os valores de tensão admissível para cada uma das divisões é diferente. Isso se deve ao fato de que a divisão 1 tem um viés mais conservador em relação à divisão 2, implicando assim em coeficientes de seguranças maiores e, conseqüentemente, estruturas menos eficientes e competitivas do que as projetadas segundo os ensinamentos da divisão 2.

É importante destacar que o grau de complexidade da estrutura a ser projetada é um importante parâmetro na decisão entre qual das divisões deverá ser utilizada pelo projetista, visto que a divisão 1 envolve procedimentos de maior simplicidade que os determinados pela divisão 2, mas também gera estruturas mais custosas.

As figuras 2.1 a) e b) a seguir ilustram as vistas lateral e frontal do vaso estudado, bem como as dimensões dos bocais, permitindo uma melhor compreensão do objeto deste estudo. A figura 2.2 ilustra como todos os componentes são unidos através da soldagem para formar o vaso de pressão.

A eficiência de uma junta soldada depende de sua forma de inspeção especificada e de seu tipo, então, de acordo com a referência [7], tem-se os valores tais como dispostos na tabela 2.4.

Número da Junta	Categoria	Tipo de União	E
1	A	Topo, duplo filete	0,85
2	A	Topo, duplo filete	0,85
3	B	Topo, único filete	0,80
4	D	Canto	N/A
5	D	Canto	N/A
6	A	Topo, duplo filete	0,85
7	A	Topo, duplo filete	0,85
8	A	Topo, duplo filete	0,85
9	C	Topo, duplo filete	0,80
10	D	Canto	N/A
11	A	Topo, duplo filete	0,85

Tabela 2.4: Eficiências das juntas soldadas

3 Análise de integridade estrutural

A fim de se determinar a vida útil do vaso estudado, é necessário primeiramente identificar a pressão máxima admissível para cada uma das seções. Com essa finalidade, uma vez que o vaso já foi construído, utilizando informações da geometria, dimensões, juntas, do material utilizado e das espessuras, é possível determinar a pressão máxima para cada seção e com isso definir qual delas governará a operação do vaso.

Essa etapa será realizada segundo os critérios das divisões 1 e 2 da seção VIII da ASME, sempre levando em consideração a faixa de temperatura na qual o vaso opera para que as variações nas propriedades mecânicas sejam corretamente consideradas.

Parte dos procedimentos abaixo foram realizados na referência [14], entretanto, estas etapas serão reproduzidas aqui para fins de continuidade dos cálculos e permitir uma melhor compreensão, já que as fases mais avançadas desta análise dependem fundamentalmente dos procedimentos realizados na dita referência.

3.1 Pressão máxima admissível de trabalho segundo a divisão 1 da Seção VIII da ASME

A divisão 1 da seção VIII da ASME consiste em equações de projetos por regras, isto é, elas são mais conservadoras em relação às equações apresentadas na divisão 2, onde o projeto se dá através de análises. Espera-se, portanto, que as pressões calculadas segundo a divisão 1 sejam menores para cada uma das seções do vaso quando em comparação aos resultados da divisão 2 para as mesmas seções sob as mesmas condições.

É importante observar que, assim como já foi dito anteriormente, as propriedades do material constituinte do vaso de pressão variam com a temperatura. Dessa forma, faz-se necessário que os cálculos sejam feitos para ambos limites da faixa de temperatura de operação do vaso, isto é, para a temperatura ambiente e para 190 °C. Entretanto, como pode ser visto nas tabelas 2.1 e 2.2, a tensão admissível é a mesma em toda a faixa de temperatura anteriormente mencionada, então a repetição dos cálculos para o limite superior de temperatura não geraria pressões admissíveis diferentes nesse caso.

Como pode ser visto na referência [1], a relação que determina a pressão máxima admissível de trabalho para o casco cilíndrico se baseia na tensão circunferencial que age no costado em decorrência da pressão manométrica.

$$P_{MAT_{casco}} = \frac{SEt_c}{R + 0,6t_c} \quad (3.1)$$

Onde E é a eficiência da junta soldada, R o raio do casco, S a tensão admissível na temperatura em questão e t_c a espessura da parede corroída, onde será suposta uma corrosão das paredes de 1,6 mm ao longo dos anos. Assim, para E=0,85 (tabela 2.4), R= 625 mm, S= 118 MPa (tabela 2.1) e t_c = 10,9 mm, tem-se:

$$P_{MAT_{casco}} = 1,73 \text{ MPa}$$

Analogamente, para o tampo elipsoidal, tem-se, de acordo com a referência [1], que:

$$P_{MAT_{tampo}} = \frac{2SEt_c}{2R + 0,2t_c} \quad (3.2)$$

Assim, para $E=0,8$ (tabela 2.4), $R= 625$ mm, $S= 118$ MPa (tabela 2.1) e $t_c= 10,9$ mm, tem-se:

$$P_{MAT_{tampo}} = 1,64 \text{ MPa}$$

Ainda de acordo com a referência [1], tem-se que a relação para pressão máxima admissível de trabalho para o costado troncônico é:

$$P_{MAT_{costado}} = \frac{2SEt_c \cos(\alpha)}{2R + 1,2t_c \cos(\alpha)} \quad (3.3)$$

Onde α é a metade do ângulo central do setor circular do cone imaginário equivalente a esta seção. Assim, para $\alpha=28,91^\circ$, $E=0,8$ (tabela 2.4), $R=625$ mm, $t_c= 10,9$ mm, tem-se:

$$P_{MAT_{costado}} = 1,42 \text{ MPa}$$

Não foi encontrada em [1] qualquer relação para o cálculo da pressão máxima admissível em bocais, nem mesmo equações de projeto relacionadas à pressão interna deste componente. Em virtude disso, o cálculo da pressão máxima admissível de trabalho não será realizado para esta divisão.

Tendo em vista o anteriormente explicitado, os valores calculados da pressão máxima admissível de trabalho para cada seção levando em conta toda a faixa de temperatura de operação encontram-se dispostos a seguir.

Seção	P_{MAT} (MPa)
Casco Cilíndrico	1,73
Tampo Elipsoidal	1,64
Costado Troncônico	1,42

Tabela 3.1: Pressões máximas admissíveis de trabalho segundo a divisão 1

3.2 Pressão de teste hidrostático

As normas da ASME determinam que vasos de pressão projetados para resistir a pressões internas passem por testes hidrostáticos após sua montagem, de modo a permitir que sua estanqueidade seja verificada.

Adicionalmente, é determinado que a pressão do teste hidrostático, P_{TH} , deve ser pelo menos 30% maior que a pressão máxima admissível de trabalho, P_{MAT} , multiplicada pela razão da tensão admissível do material constituinte do vaso na temperatura do teste e a tensão admissível na temperatura de operação de projeto. Logo, de acordo com [1], tem-se:

$$P_{TH} = 1,3P_{MAT} \frac{S_{TH}}{S_{op}} \quad (3.4)$$

Assim, considerando que a tensão admissível não sofre alteração na faixa de temperatura utilizada, para $P_{MAT} = 1,42$ MPa, tem-se:

$$P_{TH} = 1,85 \text{ MPa}$$

3.3 Pressão Máxima Admissível de Trabalho segundo a Divisão 2 da Seção VIII

A referência [2] não fornece equações diretas para cálculo da pressão máxima admissível de trabalho, mas, de acordo com a referência [14], as equações de cálculo de espessura em função da pressão são invertíveis e, com isso, é possível encontrar as pressões máximas admissíveis de trabalho para cada uma das seções do vaso.

Assim, para o casco cilíndrico, tem-se:

$$P_{MAT_{casco}} = SE \ln\left(\frac{t_c}{2R} + 1\right) \quad (3.5)$$

É importante observar que, diferentemente do caso anterior, a tensão admissível para o material definida pela divisão 2 varia de modo não negligenciável para a faixa de temperatura na qual o vaso opera. Em virtude disso, os cálculos devem ser realizados de modo a contabilizar devidamente esta variação:

Assim como nos cálculos referentes à divisão 1, E é a eficiência da junta soldada, R o raio do casco, S a tensão admissível na temperatura em questão e t_c a espessura da parede corroída, onde novamente será suposta uma corrosão das paredes de 1,6 mm ao longo dos anos. Assim, para a temperatura ambiente, tem-se que $E=0,85$ (tabela 2.4), $R= 625$ mm, $S= 147$ MPa (tabela 2.1) e $t_c= 10,9$ mm. Logo, de acordo com [14], tem-se:

$$P_{MAT_{casco}} = 2,16 \text{ MPa}$$

Analogamente, para uma temperatura de 190 °C, tem-se $S=126$ MPa e os demais parâmetros da equação permanecem inalterados. Logo:

$$P_{MAT_{casco}} = 1,85 \text{ MPa}$$

A pressão máxima admissível de trabalho para o tampo, diferentemente das demais, não é calculada simplesmente resolvendo uma equação. A norma estabelece que certas relações devem respeitar uma faixa de valores para que a configuração geométrica pretendida seja válida. Abaixo encontram-se dispostas as relações a serem verificadas e os passos para o cálculo da P_{MAT} .

$$k = \left(\frac{2R}{2h}\right) \quad (3.6)$$

$$r = 2R\left(\frac{0,5}{k} - 0,08\right) \quad (3.7)$$

$$L = 2R(0,44k + 0,02) \quad (3.8)$$

Os valores acima calculados devem satisfazer as seguintes relações:

$$0,7 \leq \frac{L}{D} \leq 1 \quad (3.9)$$

$$\frac{r}{2R} \geq 0,06 \quad (3.10)$$

$$20 \leq \frac{L}{t} \leq 2000 \quad (3.11)$$

Onde r é o raio da seção tórica e L o raio da coroa da calota esférica que compõe a região central do tampo. A norma estabelece que, verificadas as relações, deve-se prosseguir com uma rotina que fornece a relação para P_{MAT} . Assim como mostrado em [14], todas as relações são satisfeitas, restando apenas o cálculo da P_{MAT} para o tampo. Logo, tem-se:

$$P_{MAT_{tampo}} = \frac{2SE}{\frac{L}{t_c} + 0,5} \quad (3.12)$$

Assim, para a temperatura ambiente, tem-se:

$$P_{MAT_{tampo}} = 2,41 \text{ MPa}$$

Para a temperatura de 190 °C, tem-se:

$$P_{MAT_{tampo}} = 2,06 \text{ MPa}$$

Finalmente, para o costado troncônico, ainda de acordo com [2], tem-se que:

$$P_{MAT_{costado}} = SE \ln\left(2 \frac{t_c \cos(\alpha)}{2R} + 1\right) \quad (3.13)$$

Onde α é a metade do ângulo central do setor circular do cone imaginário equivalente a esta seção. Assim, para temperatura ambiente, tem-se que $S=147 \text{ MPa}$, $\alpha=28,91^\circ$, $E=0,8$ (tabela 2.4), $R=625 \text{ mm}$, $t_c= 10,9 \text{ mm}$. Logo:

$$P_{MAT_{costado}} = 1,78 \text{ MPa}$$

Já para a temperatura de 190 °C, tem-se que $S = 126 \text{ MPa}$. Logo:

$$P_{MAT_{costado}} = 1,53 \text{ MPa}$$

Ainda de acordo com [2], relações são fornecidas para as pressões máximas admissíveis nos bocais. De acordo com [14], os valores para as pressões procuradas à temperatura ambiente é:

$$P_{MAT_{bocal}} = 2,50 \text{ MPa}$$

Já para temperatura de 190 °C, tem-se, ainda de acordo com [14]:

$$P_{MAT_{bocal}} = 2,14 \text{ MPa}$$

Assim, para cada uma das seções e temperaturas, tem-se as pressões conforme disposto na tabela 3.2.

Seção	$P_{MAT_{amb}}$ (MPa)	$P_{MAT_{190}}$ (MPa)
Casco Cilíndrico	2,16	1,85
Tampo Elipsoidal	2,41	2,06
Costado Troncônico	1,78	1,53
Bocal	2,50	2,14

Tabela 3.2: Pressões máximas admissíveis de trabalho segundo a divisão 2

Conforme esperado, as pressões máximas admissíveis de trabalho calculadas de acordo com a divisão são substancialmente maiores que as pressões dispostas na tabela 3.1.

4 Análise de Fadiga

4.1 Metodologia SN

Segundo [12], fadiga pode ser definida como um tipo de falha mecânica causada pela repetição de carregamentos variáveis, a qual se caracteriza pela geração e/ou pela propagação paulatina de uma trinca, até a eventual falha. Considerando que, conforme já mencionado anteriormente, a operação de vasos de pressão está intrinsecamente relacionada à variações cíclicas de pressão, é de fundamental importância que projetos deste tipo de estrutura sejam realizados considerando este mecanismo a fim de se garantir longas vidas e operações seguras.

O desempenho de um determinado componente em relação à fadiga pode ser quantificado através da curva de Wöhler, que é dada pela equação 4.1.

$$NS_F^B = C \quad (4.1)$$

Onde N representa a vida à fadiga em ciclos, S_f é a resistência à fadiga, B o expoente de Wöhler e C o coeficiente de Wöhler.

$$N_F S_f^B = C \quad (4.2)$$

$$N_L S_L^B = C \quad (4.3)$$

$$B = \frac{\ln(N_L/N_F)}{\ln(S_f/S_L)} \quad (4.4)$$

Como é sabido da referência [12], a resistência à fadiga em aços para 10^3 e 10^6 ciclos que possuam resistência à ruptura inferior a 1400 MPa pode ser quantificada através das seguintes relações:

$$S_f(10^3) = 0,76k_\theta k_e S_r \quad (4.5)$$

$$S_L(10^6) = 0,5k_a k_b k_c k_\theta k_e S_r \quad (4.6)$$

Idealmente, os coeficientes k_i devem ser sempre determinados através de experimentos, mas, na impossibilidade da realização dessa abordagem, admite-se que correlações sejam utilizadas para a determinação dos fatores modificadores de resistência à fadiga.

Nesta análise, serão utilizadas as mesmas correlações que as utilizadas em [14], excetuando-se apenas as correlações para k_θ e k_e .

Para o fator de rugosidade superficial, tem-se:

$$k_a = 56,1S_R^{-0,719} \quad (4.7)$$

Assim, tendo em vista que $S_R = 415$ MPa para o aço SAE-516 Gr 60, que é o material constituinte do vaso, tem-se:

$$k_a = 0,735$$

Ainda de acordo com [12], o fator de tamanho k_b deve ser definido considerando a influência do tamanho da estrutura (ou componente) em seu limite de resistência à fadiga. No caso estudado, segundo a referência, deve-se adotar $k_b = 1$ por se tratar de um componente que opera apenas sob tração alternada.

Para o fator de carregamento, k_c , a referência [12] afirma que para metais dúcteis sob cargas axiais puras e sem fletos parasitas, que são as condições de operação, $k_c = 0,9$.

O fator estocástico, k_e é utilizado como uma forma de compensação pela dispersão dos dados e, de acordo com a referência [12], tem-se que $k_e = 0,868$ para uma confiabilidade de 95%.

Para o fator de temperatura, k_θ , a referência [12] propõe a seguinte relação:

$$k_\theta = \frac{S_R(\theta_t)}{S_R(\theta_{amb})} \quad (4.8)$$

Dessa forma, sabendo que $S_R(\theta_{amb}) = 415$ MPa e para $S_{R190} = 414$ MPa

$$k_\theta \approx 0,997$$

Uma vez que todos os coeficientes foram calculados, basta substituí-los nas equações 4.8 e 4.9 para obter os limites de resistência à fadiga para vidas curtas e longas, respectivamente. Logo, tem-se:

$$S_f(10^3) = 273,11 \text{ MPa}$$

$$S_L(10^6) = 118,94 \text{ MPa}$$

Para ajustar a curva de Wöhler, é necessário substituir os limites de resistência à fadiga na equação 4.4, onde $N_F = 10^3$ e $N_L = 10^6$ ciclos. Logo, tem-se:

$$B \approx 8,31$$

Finalmente, o coeficiente de Wöhler, C , pode ser encontrado substituindo-se $S_f(10^3)$, $S_L(10^6)$, N_F e N_L na equação 4.8 ou 4.9. Logo, tem-se:

$$C \approx 1,76 \cdot 10^{23}$$

4.2 Determinação da vida

Uma vez que a curva SN foi ajustada, torna-se possível prever quantos ciclos de um determinado carregamento a estrutura utilizada como base para o ajuste da curva é capaz de resistir. Assim, torna-se preciso que sejam calculadas as tensões equivalentes para cada ciclo em cada uma das seções do vaso e a vida da estrutura será igual à vida da seção menos resistente. É importante observar que esta abordagem somente gera bons resultados com pouca, ou idealmente nenhuma plastificação.

Com essa finalidade, a combinação das tensões principais de cada seção será feita através do critério de Tresca, depois serão determinadas as tensões alternadas e médias de cada sessão e, finalmente, a tensão equivalente segundo Goodman.

Para os fins desta análise, será considerado que não existe gradiente de temperatura através da parede por se tratar de um vaso de paredes finas, havendo assim sempre uma temperatura uniforme ao longo da espessura. Adicionalmente, serão desconsiderados os efeitos de restrição de expansão causados pelos suportes.

Dessa forma, de acordo com a referência [14] as tensões principais, de Tresca e equivalente para o casco cilíndrico são as dispostas a seguir. É importante observar que o critério de Tresca foi utilizado ao invés do critério de Mises a fim de se adotar uma abordagem mais conservadora em relação às estimativas das vidas dos componentes.

	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)	σ_T (MPa)
P_{atm}	5,89	2,95	-0,101	6,0
P_{op}	75,85	37,93	-1,30	77,2
P_{TH}	107,94	53,97	-1,85	110

Tabela 4.1: Tensões principais e de Tresca para a o casco cilíndrico

Assim, para o casco cilíndrico, tem-se que as duas gamas de tensão, sendo uma referente à operação para a qual foi projetada e a outra aos testes hidrostáticos, geram valores de amplitude de tensão e de tensão média. Dessa forma, tem-se:

$$\sigma_{a_{op}} = 35,6 \text{ MPa} \quad \sigma_{m_{op}} = 41,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a_{TH}} = 52 \text{ MPa} \quad \sigma_{m_{TH}} = 58 \text{ MPa}$$

Finalmente, através do critério de Goodman, é possível combinar σ_a e σ_m para obter a tensão alternada equivalente, σ_{aeq} , para o casco cilíndrico. Logo, tem-se:

$$\sigma_{aeq_{op_{casco}}} = 39,6 \text{ MPa} \quad \sigma_{aeq_{TH_{casco}}} = 60 \text{ MPa}$$

Analogamente, de acordo com a referência [14] as tensões principais, de Tresca e equivalente para o costado troncônico são:

	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)	σ_T (MPa)
P_{atm}	4,30	2,15	-0,101	4,40
P_{op}	55,4	27,7	-1,30	56,7
P_{TH}	78,8	39,4	-1,85	80,7

Tabela 4.2: Tensões principais e de Tresca para costado troncônico

Assim, para o costado troncônico, tem-se que as duas gamas de tensão geram dois pares de valores de de amplitude de tensão e de tensão média, sendo um deles referente aos ciclos da operação para a qual foi projetado e o outro aos testes hidrostáticos. Dessa forma, tem-se:

$$\sigma_{a_{op}} = 26,2 \text{ MPa} \quad \sigma_{m_{op}} = 30,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a_{TH}} = 38,2 \text{ MPa} \quad \sigma_{m_{TH}} = 42,6 \text{ MPa}$$

Finalmente, através do critério de Goodman, é possível combinar σ_a e σ_m para obter a tensão alternada equivalente, σ_{aeq} , para o casco cilíndrico. Logo, tem-se:

$$\sigma_{aeq_{op_{casco}}} = 28,3 \text{ MPa} \quad \sigma_{aeq_{TH_{casco}}} = 42,6 \text{ MPa}$$

Do mesmo modo, também de acordo com [14], tem-se que as tensões principais, de Tresca e equivalentes para o tampo são:

	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)	σ_T (MPa)
P_{atm}	5,80	5,80	-0,101	6,0
P_{op}	74,7	74,7	-1,30	76,0
P_{TH}	106	106	-1,85	108

Tabela 4.3: Tensões principais e de Tresca para a o tampo

Assim, para o tampo, tem-se que as duas gamas de tensão geram dois pares de valores de amplitude de tensão e de tensão média, sendo um deles referente aos ciclos da operação para a qual foi projetado e o outro aos testes hidrostáticos. Dessa forma, tem-se:

$$\sigma_{a_{op}} = 35 \text{ MPa} \quad \sigma_{m_{op}} = 41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a_{TH}} = 38,2 \text{ MPa} \quad \sigma_{m_{TH}} = 42,6 \text{ MPa}$$

Finalmente, através do critério de Goodman, é possível combinar σ_a e σ_m para obter a tensão alternada equivalente, σ_{aeq} , para o casco cilíndrico. Logo, tem-se:

$$\sigma_{aeq_{op_{tampo}}} = 38,8 \text{ MPa} \quad \sigma_{aeq_{TH_{tampo}}} = 59,1 \text{ MPa}$$

4.3 Acúmulo de dano

De acordo com Miner, o dano causado a uma estrutura pode ser quantificado pela razão $\frac{n_i}{N_i}$, onde n_i expressa o número de ciclos em que um determinado evento atuou na estrutura e N_i expressa o número de ciclos que a estrutura duraria se apenas aquele evento sobre ela atuasse.

Ainda segundo Miner, uma estrutura qualquer falha quando o somatório dos danos de cada evento atingir 1. Logo, o dano pode ser expressado através da seguinte relação:

$$D_i = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (4.9)$$

Uma vez que se dispõe das tensões alternadas equivalentes para cada uma das seções, basta aplicá-las na curva SN calibrada para que se obtenha o valor de N de cada uma das seções. Subsequentemente, bastará a usar a equação 4.9 com $D = 1$ para que se obtenha o número de ciclos que cada uma das seções é capaz de suportar e assim será possível identificar qual é a seção que limita a vida do vaso.

Assim, para o casco cilíndrico e considerando apenas 1 teste hidrostático, tem-se:

$$N_{TH_{casco}} = \frac{C}{(\sigma_{aeqTH_{casco}})^B} = 2,94 \cdot 10^8$$

$$D_{TH_{casco}} = \frac{n_{TH_{casco}}}{N_{TH_{casco}}} = 3,4 \cdot 10^{-9}$$

$$N_{op_{casco}} = \frac{C}{(\sigma_{aeqop_{casco}})^B} = 9,3 \cdot 10^9$$

Tendo em mente a regra de Miner e considerando que o teste hidrostático precede o funcionamento padrão do vaso, tem-se que:

$$n_{op_{casco}} = N_{op_{casco}}(1 - D_{TH_{casco}}) = 9,3 \cdot 10^9$$

Analogamente, para o costado troncônico, tem-se:

$$N_{TH_{costado}} = \frac{C}{(\sigma_{aeqTH_{costado}})^B} = 5,07 \cdot 10^9$$

$$D_{TH_{costado}} = \frac{n_{TH_{costado}}}{N_{TH_{costado}}} = 1,97 \cdot 10^{-10}$$

$$N_{op_{costado}} = \frac{C}{(\sigma_{aeqop_{costado}})^B} = 1,52 \cdot 10^{11}$$

$$n_{op_{costado}} = N_{op_{costado}} (1 - D_{TH_{costado}}) = 1,52 \cdot 10^{11}$$

Finalmente, para o tampo, tem-se:

$$N_{TH_{tampo}} = \frac{C}{(\sigma_{aeq_{TH_{tampo}}})^B} = 3,34 \cdot 10^8$$

$$D_{TH_{tampo}} = \frac{n_{TH_{tampo}}}{N_{TH_{tampo}}} = 3 \cdot 10^{-9}$$

$$N_{optampo} = \frac{C}{(\sigma_{aeq_{optampo}})^B} = 1,1 \cdot 10^{10}$$

$$n_{optampo} = N_{optampo} (1 - D_{TH_{tampo}}) = 1,1 \cdot 10^{10}$$

Como pode ser observado na tabela 4.4, que agrupa as previsões feitas pelo método SN, mesmo a menos resistente das seções é capaz de operar por uma vida consideravelmente longa.

Seção	Vida (ciclos)
Casco Cilíndrico	$9,3 \cdot 10^9$
Costado Troncônico	$1,52 \cdot 10^{11}$
Tampo	$1,1 \cdot 10^9$

Tabela 4.4: Vidas previstas para cada seção segundo o método SN

4.4 Análise das juntas soldadas

Embora os cálculos anteriormente realizados respeitem as condições de aplicabilidade do método SN, é importante considerar que, em uma estrutura tão complexa como a em questão, pontos críticos podem estar submetidos a tensões substancialmente distintas das calculadas para cada uma das seções durante a operação do vaso, de modo que a vida da estrutura como um todo pode vir a ser governada por um desses pontos.

Como pode ser visto na referência [7], foram identificados 14 pontos críticos ao longo das juntas soldadas através de uma simulação usando elementos finitos. A figura 4.1 ilustra a disposição dos pontos ao longo do vaso.

Figura 4.1: Pontos críticos do vaso VP-CTVP-E-01 - adaptada de [10]

Sabendo que a pressão atmosférica será responsável pela menor tensão principal, σ_3 , através dos valores da tensão circunferencial calculados em [10], é possível obter as gamas de tensão atuando nos pontos.

Ponto	$\sigma_{circ_{proj}}$ (MPa)	$\sigma_{circ_{TH}}$ (MPa)
1	63,84	83,03
2	85,79	111,59
3	18,11	23,55
4	91,59	119,13
5	62,21	80,90
6	46,04	59,90
7	51,92	67,41
8	172,65	206,18
9	-11,51	-14,98
10	70,68	91,91
11	-52,88	-68,77
12	69,37	90,22
13	7,45	9,71
14	25,74	33,47

Tabela 4.5: Tensões circunferenciais dos pontos críticos - adaptada de [10]

Como os pontos acima listados referem-se à juntas soldadas, pode-se empregar na análise as informações de classes de solda do IIW tendo como hipótese que todas as soldas sejam passantes, isto é, se estendam completamente ao longo da espessura.

Tendo em vista a descrição de cada tipo de soldagem normalizada pelo IIW, assim como em [14] serão consideradas na análise que as juntas 1, 2, 6, 7, 8, 9, 10 e 11 são da classe 100, enquanto as juntas 3, 4 e 5 são da classe 80.

B=3		
Classe IIW	C (10^{10})	$\Delta\sigma_L$ ($5 \cdot 10^6$) (MPa)
125	39,1	92
112	28,1	82
100	20,0	74
90	14,6	66
80	10,2	59
71	7,16	52
63	5,00	46
56	3,51	41
50	2,50	37
45	1,82	33

Tabela 4.6: Constantes das curvas de Wöhler normalizadas pelo IIW - adaptada de [12]

Conhecendo a natureza da curva SN, é esperado que os pontos de menor vida sejam os associados a maiores gamas de tensão, para um mesmo par B e C . Assim, para determinar a vida à fadiga da estrutura como um todo, basta identificar e quantificar as gamas de tensões nominais que solicitam as juntas soldadas. Para este caso, tem-se a seguinte relação:

$$N\Delta\sigma^B = C \quad (4.10)$$

As vidas dos pontos 2, 4, 8 e 11 foram determinadas por [14] utilizando as tensões da tabela 4.5, as constantes normalizadas da tabela 4.6 e a equação 4.10. Dessa forma, tem-se:

Vidas à fadiga	
Ponto	n (ciclos)
2	$3,5 \cdot 10^6$
4	$1,46 \cdot 10^6$
8	$2,22 \cdot 10^5$
11	$3,22 \cdot 10^6$

Tabela 4.7: Vidas para cada um dos pontos estudados

4.5 Análise e fadiga segundo a metodologia da ASME

A divisão 2 da seção VIII das normas da ASME [2] determina em seu item 5.5 critérios que devem ser verificados para que análises de fadiga sejam realizadas. Dessa forma, considerando que a tensão de ruptura para o material é inferior a 552 MPa, o método A de verificação será utilizado. Assim, considerando 1 teste hidrostático e k ciclos de operação comum, tem-se:

- 1) Determinação da história de carregamentos:

Figura 4.2: Histórico de cargas atuando no componente

2) Número de ciclos de operação do componente:

Como evidenciado na tabela 4.10, o ponto de menor resistência à fadiga é capaz de suportar $2,22 \cdot 10^5$ ciclos, logo, a operação se dará por $N_{\Delta_{FPop}} = 2,2 \cdot 10^5$ ciclos.

3) Número de ciclos de operação em que a faixa de variação de pressão excede 20% da pressão de projeto:

A pressão somente será excedida na proporção de interesse para o costado troncônico, como pode ser visto dividindo-se a pressão de teste hidrostático pela pressão de projeto $\frac{1,85}{1,53} \approx 1,21$. Considerando que haverá apenas 1 teste hidrostático, $N_{\Delta PO} = 1$ ciclo

4) Número efetivo de variações na diferença de temperatura entre dois pontos adjacentes - Como anteriormente dito ao longo deste estudo, considerando que as paredes do vaso são finas, admite-se que não há gradiente de temperatura significativo e que a temperatura sempre varia uniformemente e possui valor constante ao longo da espessura. Dessa forma, $N_{\Delta TE} = 0$

5) Uma vez que, por hipótese, todas as placas e componentes do vaso são feitos do mesmo aço (SAE 516 Gr), o vaso por inteiro possui um mesmo coeficiente de expansão térmica, então, $N_{\Delta TE} = 0$

6) Finalmente, de acordo com a tabela 5.9 da mesma referência [2], para que a necessidade da análise de fadiga seja dispensada a seguinte relação precisa ser verificada:

$$N_{\Delta_{FPop}} + N_{\Delta PO} + N_{\Delta TE} + N_{\Delta TE} \leq 1000 \quad (4.11)$$

Basta aplicar os valores dos passos 1) a 5) na inequação 4.11 para perceber que a relação não é satisfeita. Logo, a análise por fadiga torna-se obrigatória. O parágrafo

5.5.5.2 de [2] estabelece o procedimento para a avaliação de falha por fadiga em juntas soldadas com base na variação de tensão estrutural equivalente que será utilizado.

a) O primeiro passo estabelece que a história de cargas deve ser determinada. Este passo já foi realizado (figura 4.2) anteriormente durante a aplicação do critério de verificação da necessidade de análise de fadiga.

b) Estes passos determinam que os ciclos sejam contados através de um método especificado no anexo 5.B. Devido à natureza simples da história de tensões, o método de contagem resulta na contabilização do teste hidrostático e posteriormente dos k ciclos de operação subsequentes.

c) Determina-se neste passo que as tensões sejam decompostas em tensões de membrana e tensões de flexão, entretanto, conforme anteriormente mencionado, as tensões nos pontos críticos não podem ser calculadas analiticamente. Além disso, considerando que o vaso em questão possui paredes finas e que a distribuição de tensão é linear ao longo de sua espessura, será assumido como hipótese que toda a tensão é do tipo membrana e não há parcela linear resultante da decomposição da tensão. Assim, os valores de tensão calculados em [7] serão considerados como tensões de membrana em cada um dos pontos. Assim, para os instantes de tempo subsequentes i e j , tem-se:

$$\Delta\sigma_{mk_{elast_i}} = \sigma_{mk_{elast_i}} - \sigma_{mk_{elast_j}} \quad (4.12)$$

$$\Delta\sigma_{bk_{elast_i}} = \sigma_{bk_{elast_i}} - \sigma_{bk_{elast_j}} \quad (4.13)$$

$$\sigma_{max_k} = \max[(\sigma_{mk_{elast_i}} + \sigma_{bk_{elast_i}}, \sigma_{bk_{elast_j}} + \sigma_{mk_{elast_j}})] \quad (4.14)$$

$$\sigma_{min_k} = \min[(\sigma_{mk_{elast_i}} + \sigma_{bk_{elast_i}}, \sigma_{bk_{elast_j}} + \sigma_{mk_{elast_j}})] \quad (4.15)$$

$$\sigma_{med_{k_{elast}}} = \frac{\sigma_{max_k} + \sigma_{min_k}}{2} \quad (4.16)$$

Para a execução do passo d), considerou-se a que pressão é nula quando $P = P_{atm}$. Esta consideração, em conjunto com as hipóteses já mencionadas, faz com que as equações 4.13 e 4.15 sejam sempre nulas e as equações 4.12 e 4.14 sejam sempre iguais aos valores de

tensão de membrana no ponto. Consequentemente, a equação 4.16 sempre calcula metade do valor da tensão de membrana.

d) Este passo estabelece que a variação de tensão estrutural elástico deve ser calculado através da equação 4.17.

$$\Delta\sigma_{k_{elast}} = \Delta\sigma_{m_{k_{elast}}} + \Delta\sigma_{b_{k_{elast}}} \quad (4.17)$$

Conforme já mencionado anteriormente, as tensões de flexão serão sempre consideradas nulas. Logo, a equação 4.17 será sempre igual ao valor das tensões atuantes nos pontos.

e) Este passo determina que a variação de deformação seja calculada. Uma rápida análise da formulação da relação permite identificar que a parcela sendo contabilizada neste passo é elástica, visto que a razão da variação de tensão se dá pelo módulo de elasticidade na temperatura de operação. Serão consideradas as propriedades listadas na tabela 2.2.

$$\Delta\epsilon_{k_{elast}} = \frac{\Delta\sigma_{k_{elast}}}{E_{ya_k}} \quad (4.18)$$

Subsequentemente, deve-se resolver o sistema composto pelo produto de Neuber e pelo modelo de curva de histerese para o material. Assim, tem-se:

$$\Delta\sigma_k \Delta\epsilon_k = \Delta\sigma_{k_{elast}} \Delta\epsilon_{k_{elast}} \quad (4.19)$$

$$\Delta\epsilon_k = \frac{\Delta\sigma_k}{E_{ya_k}} + \left(\frac{\sigma_k}{2\Delta K_{css}}\right)^2 \quad (4.20)$$

O último procedimento deste passo se dá através da relação abaixo, onde ele aparentemente correlaciona a variação de deformação plástica com uma segunda variação de tensão elástica.

$$\Delta\sigma'_k = \left(\frac{E_{ya_k}}{1 - \nu^2}\right) \Delta\epsilon_k \quad (4.21)$$

A norma destaca que a modificação acima deve ser sempre realizada porque a distinção exata entre fadiga de alto ciclo e de baixo ciclo não pode ser determinada sem avaliar os efeitos da plasticidade, que é função da variação de tensão e deformações cíclicas aplicadas.

f) Finalmente, basta calcular a tensão estrutural equivalente através da relação abaixo.

$$\Delta S_{ess_k} = \frac{\Delta\sigma'_k}{t_{ess}^{\frac{2-m_{ss}}{2m_{ss}}} I^{1/m_{ss}} f_{mk}} \quad (4.22)$$

Onde:

$$R_{b_k} = \frac{|\Delta\sigma b_k|}{|\Delta\sigma m_k + \Delta\sigma b_k|}$$

$$I^{1/m_{ss}} = \frac{(1,23 - 0,364R_{b_k_{elast}} - 0,17R_{b_k_{elast}}^2)}{(1,007 - 0,306R_{b_k} - 0,178R_{b_k}^2)}$$

$$R_k = \frac{\sigma_{min_k}}{\sigma_{max_k}}$$

$$f_{M,k} = (1 - R_k)^{\frac{1}{m_{ss}}}$$

Para o presente caso, a norma determina que $m_{ss}=3.6$, $t_{ess}=16$ mm, $I^{1/m_{ss}} \approx 1,22$, $R_k=0$, $R_{b_k} = 0$ (por hipótese), $f_{M,k} = 1$, $n_{css} = 0,118$ e, finalmente, $K_{css} = 687$ MPa. É importante observar que para a obtenção das duas últimas constantes, foi considerado que as propriedades não variam entre 190 °C e 200 °C. Através destes valores, foi calculada a vida de cada um dos pontos, conforme mostra a tabela a seguir.

Ponto	$\Delta\epsilon_{elast}$	$\Delta\epsilon_{plast}$	$\Delta\sigma'_{elast}$ (MPa)	ΔS_{ess_k} (MPa)	N	Dano
1	$3,33 \cdot 10^{-4}$	$3,33 \cdot 10^{-4}$	70,15	107,41	$8,60 \cdot 10^6$	$1,16 \cdot 10^{-3}$
2	$4,47 \cdot 10^{-4}$	$4,47 \cdot 10^{-4}$	94,38	144,51	$3,40 \cdot 10^6$	$2,94 \cdot 10^{-3}$
3	$9,43 \cdot 10^{-5}$	$9,43 \cdot 10^{-5}$	19,19	30,47	$4,44 \cdot 10^8$	$2,25 \cdot 10^{-5}$
4	$4,77 \cdot 10^{-4}$	$4,77 \cdot 10^{-4}$	100,65	154,10	$2,78 \cdot 10^6$	$3,60 \cdot 10^{-3}$
5	$3,24 \cdot 10^{-4}$	$3,24 \cdot 10^{-4}$	68,36	104,67	$9,33 \cdot 10^6$	$1,07 \cdot 10^{-3}$
6	$2,40 \cdot 10^{-4}$	$2,40 \cdot 10^{-4}$	50,59	77,46	$2,39 \cdot 10^7$	$4,18 \cdot 10^{-4}$
7	$2,70 \cdot 10^{-4}$	$2,70 \cdot 10^{-4}$	57,05	87,35	$1,64 \cdot 10^7$	$6,10 \cdot 10^{-4}$
8	$8,99 \cdot 10^{-4}$	$8,99 \cdot 10^{-4}$	189,75	290,52	$3,82 \cdot 10^5$	$2,62 \cdot 10^{-2}$
9	$-5,99 \cdot 10^{-5}$	$-5,99 \cdot 10^{-5}$	-12,64	-19,36	$1,83 \cdot 10^9$	$5,46 \cdot 10^{-6}$
10	$3,68 \cdot 10^{-4}$	$3,68 \cdot 10^{-4}$	77,67	118,92	$6,26 \cdot 10^6$	$1,60 \cdot 10^{-3}$
11	$-2,75 \cdot 10^{-4}$	$-2,75 \cdot 10^{-4}$	-58,11	-88,97	$1,55 \cdot 10^7$	$6,45 \cdot 10^{-4}$
12	$3,61 \cdot 10^{-4}$	$3,61 \cdot 10^{-4}$	76,23	116,71	$6,63 \cdot 10^6$	$1,51 \cdot 10^{-3}$
13	$3,88 \cdot 10^{-5}$	$3,88 \cdot 10^{-5}$	8,19	12,53	$7,16 \cdot 10^9$	$1,40 \cdot 10^{-6}$
14	$1,34 \cdot 10^{-4}$	$1,34 \cdot 10^{-4}$	28,28	43,31	$1,48 \cdot 10^8$	$6,76 \cdot 10^{-5}$

Tabela 4.8: Gammas de tensão, deformação, tensão estrutural equivalente, vida e dano segundo a a divisão 2 para a pressão de operação

Ponto	$\Delta\epsilon_{elast}$	$\Delta\epsilon_{plast}$	$\Delta\sigma^*_{elast}$ (MPa)	ΔS_{ess_k} (MPa)	N	Dano
1	$4,32 \cdot 10^{-4}$	$4,32 \cdot 10^{-4}$	91,24	139,70	$3,78 \cdot 10^6$	$2,65 \cdot 10^{-7}$
2	$5,81 \cdot 10^{-4}$	$5,81 \cdot 10^{-4}$	122,63	187,75	$1,50 \cdot 10^6$	$6,67 \cdot 10^{-7}$
3	$1,23 \cdot 10^{-4}$	$1,23 \cdot 10^{-4}$	25,88	39,62	$1,95 \cdot 10^8$	$5,13 \cdot 10^{-9}$
4	$6,20 \cdot 10^{-4}$	$6,20 \cdot 10^{-4}$	130,91	200,44	$1,22 \cdot 10^6$	$8,20 \cdot 10^{-7}$
5	$4,21 \cdot 10^{-4}$	$4,21 \cdot 10^{-4}$	88,90	136,11	$4,10 \cdot 10^6$	$2,44 \cdot 10^{-7}$
6	$3,12 \cdot 10^{-4}$	$3,12 \cdot 10^{-4}$	65,82	100,78	$1,05 \cdot 10^7$	$9,52 \cdot 10^{-8}$
7	$3,51 \cdot 10^{-4}$	$3,51 \cdot 10^{-4}$	74,08	113,42	$7,25 \cdot 10^6$	$1,38 \cdot 10^{-7}$
8	$1,07 \cdot 10^{-3}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	226,67	347,05	$2,19 \cdot 10^5$	$4,57 \cdot 10^{-6}$
9	$-7,80 \cdot 10^{-5}$	$-7,80 \cdot 10^{-5}$	-16,46	-25,20	$8,04 \cdot 10^8$	$1,24 \cdot 10^{-9}$
10	$4,79 \cdot 10^{-4}$	$4,79 \cdot 10^{-4}$	101,00	154,64	$2,75 \cdot 10^6$	$3,64 \cdot 10^{-7}$
11	$-3,58 \cdot 10^{-4}$	$-3,58 \cdot 10^{-4}$	-75,57	-115,70	$6,82 \cdot 10^6$	$1,47 \cdot 10^{-7}$
12	$4,70 \cdot 10^{-4}$	$4,70 \cdot 10^{-4}$	99,14	151,80	$2,91 \cdot 10^6$	$3,44 \cdot 10^{-7}$
13	$5,06 \cdot 10^{-5}$	$5,06 \cdot 10^{-5}$	10,67	16,34	$3,12 \cdot 10^9$	$3,21 \cdot 10^{-10}$
14	$1,74 \cdot 10^{-4}$	$1,74 \cdot 10^{-4}$	36,78	56,31	$6,49 \cdot 10^7$	$1,54 \cdot 10^{-8}$

Tabela 4.9: Gamas de tensão, deformação, tensão estrutural equivalente, vida e dano segundo a a divisão 2 para a pressão de teste hidrostático

Como foi visto na seção anterior, o dano causado por um único ciclo do teste hidrostático é desprezível. Dessa forma, a vida suportada pelo ponto menos resistente governará o problema.

Vidas à fadiga		
Ponto	Vida SN (ciclos)	Vida ASME (ciclos)
4	$1,46 \cdot 10^6$	$2,78 \cdot 10^6$
8	$2,22 \cdot 10^5$	$3,82 \cdot 10^5$
11	$3,22 \cdot 10^6$	$1,55 \cdot 10^7$

Tabela 4.10: Vidas SN x Vidas ASME

As deformações elásticas e plásticas possuem valor aproximadamente igual devido ao fato das tensões serem baixas e não ultrapassarem o limite de escoamento do material. Com tensões maiores atuando, seria verificado uma diferença nessas deformações.

Conforme esperado para o caso estudado, a comparação dos resultados encontrados mostra que as vidas calculadas utilizando-se o método SN tal como na literatura são consideravelmente menores do que as calculadas pela ASME [2]. A diferença entre as previsões mostra que embora a análise de fadiga da ASME seja mais complexa, ela proporciona vidas maiores tornando seu uso justificado para estruturas de maior complexidade e importância, como as existentes nas indústrias do petróleo e nuclear, por exemplo.

5 Análise de mecânica da fratura

Embora as análises realizadas anteriormente forneçam boas previsões, elas desconsideram qualquer eventual trinca ou microtrinca já existente no componente e não é capaz de prever o comportamento da trinca após seu surgimento mesmo quando tal ocorrência é esperada. Dessa forma, faz-se necessário que uma análise seja feita a respeito de trincas detectadas de modo a permitir que a estrutura continue seu funcionamento habitual de forma segura mesmo enquanto a trinca se propaga.

A análise aqui desenvolvida será baseada no fator de intensidade de tensão K e todo o procedimento será feito segundo as diretrizes da ASME XI [4]. É importante destacar que existem 3 modos de carregamento para K (sendo o modo I referente à abertura da ponta da trinca, o modo II referente ao cisalhamento no plano da trinca e o modo III ao rasgamento) como pode ser visto na figura 5.1, mas, no entanto, somente o modo K_I será abordado por ser o mais frequente nas situações práticas de operações reais de engenharia.

Figura 5.1: Três modos de carregamentos possíveis para o fator K - adaptado de [12]

Para os fins dessa análise, será postulada a existência de uma trinca circular semi-elíptica tal como a ilustrada na figura 5.2, tendo profundidade inicial $a = 0,5$ mm e comprimento $l = 2a$ anterior ao teste hidrostático que precede a operação tal como retratada pela figura 4.2 e que a operação somente poderá ser continuada enquanto a trinca possuir tamanho menor ou igual a 1 mm.

Se na fase de projeto não se conhecem as tensões máximas atuando sobre o componente, devem ser postuladas trincas longitudinais e circunferenciais, já que as trincas longitudinais são abertas por tensões circunferenciais e as trincas circunferenciais são abertas por tensões longitudinais. Dessa forma, é possível verificar qual das trincas sofre a atuação da maior gama de tensões.

Figura 5.2: Trinca semielíptica circunferencial postulada - adaptado de [4]

Conforme dito anteriormente, será considerado que atuam sobre o vaso somente tensões de membrana em virtude da pequena espessura apresentada pelas paredes. Dessa forma, o campo de tensões σ agindo no ponto analisado será constante. Será postulada a existência da trinca no ponto 1 do vaso, de espessura $t = 12,5$ mm e raio interno $R_i = 625$ mm e a tensão atuante nesta localidade será assumida como igual à tensão circunferencial calculada em [7] apenas para obtenção de resultados mais conservadores.

É importante observar que em geometrias cilíndricas as tensões circunferenciais são duas vezes maiores que as longitudinais. Logo, uma trinca que pode ser aberta por uma tensão circunferencial seria mais prejudicial ao vaso por estar submetida a uma gama maior de tensões. Assim, uma análise posterior de uma trinca longitudinal se faria necessária para o caso de um projeto real.

Segundo [4], o fator de intensidade K_I deste tipo de trinca pode ser quantificado pela equação 5.1.

$$K_I = (B_0 G_0 + B_1 G_1 + B_2 G_2 + B_3 G_3 + B_4 G_4) \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} \quad (5.1)$$

Onde B_0, B_1, B_2, B_3 e B_4 são os coeficientes do polinômio que representa a distribuição de tensão ao longo da espessura da parede. Uma vez que há apenas tensões de membrana atuando, tem-se $B_0 = \sigma$, $B_1 = B_2 = B_3 = B_4 = 0$.

Como B_0 não é nulo, a equação 5.1 se reduz a:

$$K_I = (B_0 G_0) \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} \quad (5.2)$$

Ainda de acordo com a ASME [4], o fator de forma pode ser expressado pela relação abaixo:

$$Q = \left(1 + 4,593 \left(\frac{a}{l} \right)^{1,65} - q_y \right) \quad (5.3)$$

Onde a e l são as dimensões da trinca, conforme pode ser visto na figura 5.2, e q_y é um fator de correção utilizado para quantificar o efeito da zona plástica. De acordo com [4], q_y pode ser denotado da seguinte forma:

$$q_y = \frac{\left(\frac{B_o G_o + B_p G_o + B_1 \left(\frac{a}{t} \right) G_1 + B_2 \left(\frac{a}{t} \right)^2 G_2 + B_3 \left(\frac{a}{t} \right)^3 G_3 + B_4 \left(\frac{a}{t} \right)^4 G_4}{\sigma_{ys}} \right)^2}{6} \quad (5.4)$$

A referência [4] fornece ainda relações para os coeficientes G_o , G_1 , G_2 , G_3 e G_4 , mas como somente G_o é diferente de zero e no caso estudado $G_o = Y_o$, basta calculá-lo conforme explicitado a seguir, onde os coeficientes m_i são coeficientes para uma trinca circular semielíptica também indicados por [4].

$$G_o = \frac{m_1 + m_2 \left(\frac{a}{t} \right) + m_3 \left(\frac{a}{t} \right)^2 + m_4 \left(\frac{a}{t} \right)^3 + m_5 \left(\frac{a}{t} \right)^4}{1 + m_6 \left(\frac{a}{t} \right) + m_7 \left(\frac{a}{t} \right)^2 + m_8 \left(\frac{a}{t} \right)^3} \quad (5.5)$$

Coeficientes	
m_1	1,08043
m_2	0,380354
m_3	7,18740
m_4	35,6638
m_5	-6,37988
m_6	-0,876588
m_7	7,07112
m_8	31,5701

Tabela 5.1: Coeficientes para defeitos de superfície circulares semielípticos com $\frac{R_i}{t} = 60$ - adaptado de [4]

Para verificar a possibilidade de uma trinca existente se propagar, é necessário que o fator de intensidade de tensões ultrapasse o valor limiar ΔK_{TH} . Segundo [4], tem-se as relações para o valor limiar ΔK_{TH} abaixo:

$$\Delta K_{TH} = \begin{cases} 5,5, & \text{se } R < 0, \\ 5,5(1 - 0,8R), & \text{se } 0 \leq R < 1,0 \end{cases} \quad (5.6)$$

Como as variações de pressão manométrica no caso estudado sempre começam ou terminam com a pressão atmosférica, tem-se que a tensão mínima é sempre nula para todos os ciclos. Assim, $R = 0$, logo, $\Delta K_{TH} = 5,5 \text{ MPa}\sqrt{m}$. Para uma trinca postulada no ponto 1 do vaso de pressão, tem-se que:

$$K_I = 129,28 \text{ MPa}\sqrt{m}$$

Como $K_I > \Delta K_{TH}$, a trinca será propagada com uma taxa da/dN . Segundo [4], a taxa de propagação segue a seguinte relação:

$$\frac{da}{dN} = C_o (\Delta K_I)^n \quad (5.7)$$

Onde

$$C_o = 3,78 \cdot 10^{-4} S \quad (5.8)$$

E

$$S = 25,72 (2,88 - R)^{-3,07} \quad (5.9)$$

Para a realização de previsões do crescimento da trinca, faz-se necessário que os cálculos anteriormente descritos sejam refeitos a cada ciclo considerando sempre o tamanho atual da trinca, visto que diversos termos das equações variam em função de a e/ou l . Isto é, a cada incremento de a , ΔK_I e $\frac{da}{dN}$ devem ser recalculados e o valor da taxa de propagação referente ao novo ciclo deve ser somado à profundidade da trinca, gerando o novo valor de profundidade a ser usado no próximo passo.

Assim, tendo isso em vista, tem-se que a profundidade da trinca varia em função do número de ciclos conforme pode ser visto no gráfico das figuras 5.3.

Figura 5.3: Profundidade da trinca x Número de ciclos

Como pode ser visto, a trinca postulada tem um crescimento lento e estável, de modo que o vaso pode operar de forma segura para uma vida de 10^8 ciclos. Dessa forma, é possível afirmar que o material é capaz de tolerar a presença de trinca.

6 Conclusão

A realização das análises de fadiga pelo método SN tal como na literatura e pela divisão 2 da seção VIII da ASME permitiu identificar as principais diferenças nas abordagens teórica e prática. A análise conduzida ao longo desse trabalho com base no procedimento da ASME é mais complexa, mas, em geral, leva a resultados menos conservadores que a análise que adota a teoria de fadiga encontrada nos livros-texto.

É importante destacar que com o presente trabalho foram adquiridos conhecimentos numa área pouco explorada nos cursos de graduação, mas de grande importância para os engenheiros entrando no mercado de trabalho, que é o conhecimento relacionado ao emprego das normas de projeto usadas na indústria.

Considerando que em determinados setores, como o setor petroquímico e nuclear, por exemplo, o projeto pela ASME é obrigatório, esse conhecimento se mostra de grande valia não apenas por contribuir para consolidar o conteúdo aprendido ao longo da graduação, mas também por permitir que a engenheiros com pouca ou nenhuma vislumbrem o modo de operação da indústria.

Referências Bibliográficas

- [1] AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS; **ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1**, Rules for Constructions of Pressure Vessels, 2010
- [2] AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS; **ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2**, Rules for Constructions of Pressure Vessels, 2010
- [3] AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS; **ASME, Section II, Part D**, Materials, 2010
- [4] AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS; **ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section XI, Appendix A**, Rules for Constructions of Pressure Vessels, 2015
- [5] MOSS, Dennis R., **Pressure Vessel Design Manual**, 3 ed., Gulf Professional Publishing, 2004
- [6] CHATTOPADHYAY, Somnath, **Pressure Vessel Design and Practice**, 1 ed., CRC Press, 2004
- [7] PAIVA, Vitor E. L., **Simulação de tensões residuais de soldagem e seu alívio por teste hidrostático**, Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2015
- [8] DA SILVA JUNIOR, Valter Firmino, **Projeto estrutural e de fabricação de vaso de pressão esférico**, Trabalho de conclusão de curso, Universidade de São Paulo, 2011
- [9] IECKER, Thyago Duarte, **Análise de tensões em vasos de pressão através do método dos elementos finitos**, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca - Rio de Janeiro, 2014
- [10] PAIVA, Vitor E. L., FREIRE, José L. F. **Simulação de tensões residuais em juntas soldadas de um vaso de pressão**, COTEQ, 2013
- [11] VAN WYLEN, J. G., **Fundamentos da Termodinâmica**, 7 ed., Blucher, 2010
- [12] DE CASTRO, J.T.P.; MEGGIOLARO, M.A., **Fadiga - Técnicas e práticas de dimensionamentos estrutural sob cargas reais de serviço - Volumes 1 e 2**, 1 ed., Create Space, 2009
- [13] GERE, James M.; GOODNO, Barry J., **Mecânica dos Materiais**, 7 ed., Cengage Learning, 2011

[14] DE SÁ, Felipe Zacharias, **Análise Estrutural do Vaso de Pressão VP-CTVP-E-01**, Trabalho de conclusão de curso, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2016

ANEXO A - Curva taxa de propagação - ASME XI 2015

Figura A.1: Taxa de propagação para aços baixo carbono segundo a ASME XI